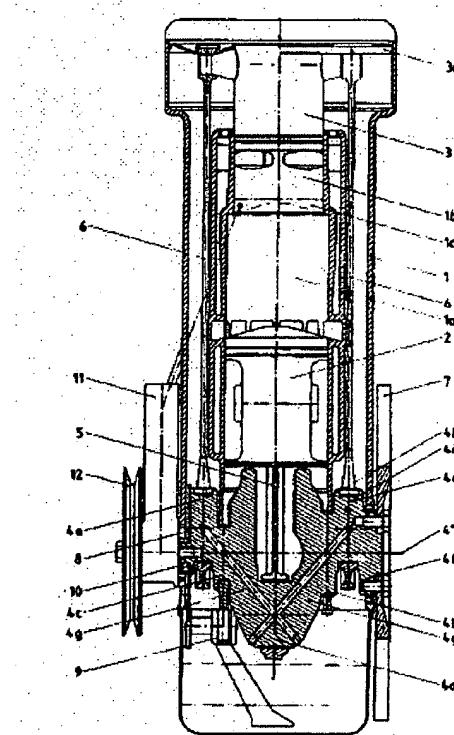


Two=stroke opposed piston Diesel engine - involves outlet piston remote from crankshaft with shorter stroke than inlet piston

Patent number: DE4135386
Publication date: 1992-03-12
Inventor: FISCHER BERND (DE)
Applicant: FISCHER BERND (DE)
Classification:
- **International:** F02B75/28; F02B75/32
- **European:** F02B75/28
Application number: DE199114135386 199111026
Priority number(s): DE199114135386 199111026

[Report a data error here](#)**Abstract of DE4135386**

The two opposed pistons are connected to a common crankshaft via connecting rods. The rotary axis of the crankshaft intersects and crosses the rotary axes of the pistons. The crankshaft has three crank pins, the central of which is connected to the piston near to the crankshaft, whilst the other two outer pins, displaced through a crank angle of 180 deg. to that central, are connected to the piston remote from the crankshaft. This latter piston is the outlet piston (3), and in dia. is smaller than or equal to the inlet piston (2) and shorter in stroke. The main bearing pins (4b, 4c) of the crankshaft, or at least one of them, are arranged between the central (4a) and outer (4d, 4e) pins. The stroke of the outlet piston is shorter than the dia. of the outer crank pins, partic. that (4d) on the drive side. **USE/ADVANTAGE** - In a two-stroke diesel engine with opposed pistons, to achieve a high quality of scavenging, using low amounts of air, and leaving a low amt. of residual gas in the cylinder.

BEST AVAILABLE COPY

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ Offenlegungsschrift
⑯ DE 41 35 386 A 1

⑯ Int. Cl. 5:
F 02 B 75/28
F 02 B 75/32

DE 41 35 386 A 1

⑯ Aktenzeichen: P 41 35 386.2
⑯ Anmeldetag: 26. 10. 91
⑯ Offenlegungstag: 12. 3. 92

Mit Einverständnis des Anmelders offengelegte Anmeldung gemäß § 31 Abs. 2 Ziffer 1 PatG

⑯ Anmelder:
Fischer, Bernd, O-5900 Eisenach, DE

⑯ Erfinder:
gleich Anmelder

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

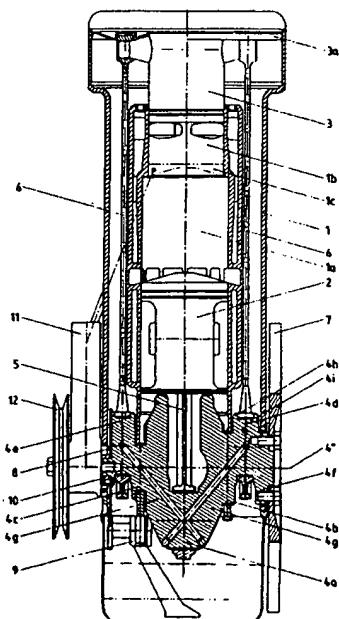
⑯ Zweitakt-Gegenkolbenmotor, insbesondere Dieselmotor

⑯ Bei einem Zweitakt-Gegenkolbenmotor, bei dem über direkte Kraftflußglieder, wie Pleuelstangen, ein kurbelwellennaher Kolben auf den mittleren Kurzelzapfen und ein kurbelwellenferner Kolben auf die beiden äußeren Kurzelzapfen einer Kurbelwelle wirkt, soll eine hohe Spül- und Verbrennungsqualität, kompakte, leichte und kostengünstige Bauweise in Ein- und Mehrzylinderausführung und hohe spezifische Leistung erreicht werden.

Der Auslaßkolben (3) als kurbelwellenferner Kolben ist im Durchmesser kleiner oder gleich und im Hub wesentlich kleiner als der Einlaßkolben (2), und die, mindestens aber ein Hauptlagerzapfen (4b, 4c) der Kurbelwelle sind zwischen dem mittleren (4a) und den äußeren Kurzelzapfen (4d, 4e) angeordnet. Die vorgeschlagene Zylindergeometrie und Hauptlageranordnung wirken miteinander kombiniert vorteilhaft zusammen und ermöglichen einen gespülten Brennraum (1c) mit hoher Drallzahl, sehr kompakte Bauweise in Zylinder- und Kurbelwellenachsrichtung und volle Ausnutzung der vom Einlaßtriebwerk ertragbaren Schnellläufigkeit. Günstige Ausführungsformen sind der Einzylindermotor, der Zweizylinder-Reihenmotor und der 180°-V-Motor, letzterer mit Kurbelschleifentrieb für die Auslaßkolben und vorteilhaft auch für die Einlaßkolben.

Fahrzeuge, insbesondere Kraftfahrzeuge; und Arbeitsmaschinen.

DE 41 35 386 A 1



Die Erfindung betrifft Zweitakt-Gegenkolbenmotoren, insbesondere Dieselmotoren, bei denen die beiden gegenläufig zusammenwirkenden Kolben über direkte Kraftflußglieder, wie z. B. Pleuelstangen oder Teile eines Kurbelschleifentriebs, auf eine gemeinsame Kurbelwelle wirken, deren Drehachse die Zylinderachse rechtwinklig schneidet oder kreuzt, wobei die Kurbelwelle drei Kurbelzapfen aufweist, von denen der mittlere mit dem kurbelwellennahen Kolben und die beiden dazu etwa um 180° Kurbelwinkel versetzt angeordneten äußeren Kurbelzapfen mit dem kurbelwellenfernen Kolben verbunden sind.

Zweitakt-Gegenkolbenmotoren der genannten Bauart werden z. B. in den Patentschriften DRP 68 981, DRP 3 77 315, DRP 7 31 039 und DRP 3 71 100 beschrieben. Solche beschriebenen und ausgeführten bekannten Motoren haben gleichen Zylinderdurchmesser und etwa gleich großen Hub für Einlaß- und Auslaßkolben. Dabei ergibt sich der Zwang zum Kompromiß zwischen der Qualität der Spülung einerseits und mehreren anderen wichtigen Eigenschaften andererseits.

Ein Hauptfaktor für die Qualität eines Zweitaktmotors ist die Qualität der Spülung. Bei der hier vorliegenden Gleichstrom-Draillspülung bewegt sich die Spülströmung, wenn der Spüldrall groß ist (d. h. wenn die Tangentialkomponente der Spülströmung überwiegt), vor allem entlang der Zylinderwand. Dies ist insofern günstig, als dadurch die Vermischung der kühlen, spezifisch schweren Spülluft mit dem heißen, spezifisch leichten Restgas im Zylinder wirksam gehemmt wird. Ungünstig dabei ist jedoch, daß der rotierende wandnahe Spülstrom infolge der Fliehkraft sich axial schnell bis zu den Auslaßschlitzen ausbreitet und durch diese abfließt, während ein heißer Restgaskern von erheblichem Durchmesser im Zylinder verbleibt. Um diesen ungünstigen Effekt gering zu halten, darf der Spüldrall nur mäßig sein. Dabei tritt jedoch an der Spülfront eine starke Vermischung zwischen Spülluft und Restgas ein. Sowohl diese Vermischung bei mäßigem Spüldrall als auch die genannte Voreilung des Spülstroms an der Zylinderwand bei hohem Spüldrall mindern die Qualität der Spülung. Um beide Effekte gering zu halten und eine hohe Qualität der Spülung zu erreichen, müssen der Verbrennungsraum (= Raum zwischen den beiden Kolbenböden im Gaswechselpunkt) im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser lang, die Spülslitze im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser hoch und der Spüldrall mäßig sein. Der mäßige Spüldrall ist jedoch für die Verbrennung im Zylinder ungünstig. Wenn der Brennraumdurchmesser gleich dem Zylinderdurchmesser ist, ergibt sich dadurch eine träge Verbrennung mit ungünstigem thermischem Wirkungsgrad. Um eine schnellere Verbrennung zu erreichen, müssen entweder zwei oder mehr Einspritzdüsen auf dem Umfang des Zylinders verteilt angeordnet werden oder, wenn nur eine Einspritzdüse angeordnet werden soll, muß der Brennraumdurchmesser wesentlich kleiner als der Zylinderdurchmesser und somit im Kolben angeordnet sein, damit sich eine ausreichend große Draillzahl im Brennraum ergibt. Im letzteren Fall ist jedoch der Brennraum ungespült.

Aufgrund dieser Zusammenhänge muß der Hub des Einlaß- und des Auslaßkolbens zusammengenommen möglichst groß im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser sein, wobei aber auch dies den Zielkonflikt zwischen der für die Spülung und für die Verbrennung optimalen

Größe des Spüldralls nicht aufhebt. Mit zunehmender Langhubigkeit wächst aber bekanntlich die Bauhöhe, die Masse und der Herstellungsaufwand des Motors, und für den kurbelwellennahen Kolben wird schon bei einem nur wenig über 1 liegenden Hub-Bohrungsverhältnis eine natürliche Grenze erreicht, oberhalb derer der Bewegungsraum der Pleuelstange so weit in die Zylinderlauffläche einschneidet, daß bei Zweitaktmotoren mit Ölableitring am unteren Kolbenende eine progressive Zunahme der Bauhöhe mit dem Hub und weitere Nachteile auftreten.

Um auch mit einem Hub-Bohrungsverhältnis von nur wenig über 1 am kurbelwellennahen Kolben einen für eine hohe Spülqualität ausreichend langen Verbrennungsraum im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser zu erhalten, muß auch der Hub des kurbelwellenfernen Kolbens etwa so groß wie der des kurbelwellennahen Kolbens sein, wie es bei bekannten Motoren dieser Bauart der Fall ist. Dies hat jedoch große Nachteile zur Folge. Es ergibt sich dadurch außer einer großen Bauhöhe des Motors ein sehr schweres und dabei wenig steifes Triebwerk für den kurbelwellenfernen Kolben, das großen Beschleunigungen unterliegt und große Massenkräfte verursacht. Dabei muß wegen des Massenausgleichs auch das Triebwerk des kurbelwellennahen Kolbens unnötig schwer ausgeführt werden. Die infolge der langen Kraftflußlänge relativ geringe Steifigkeit des Triebwerks des kurbelwellenfernen Kolbens begünstigt starke Triebwerkschwingungen bei schnellem Verbrennungsdruckanstieg.

Ein weiterer Nachteil der bekannten Bauart ist bei gleitgelagerter Ausführung der große Abstand der Hauptlager von der Zylinderachse, der schon bei einem Einzylindermotor eine relativ lange und wenig biegesteife Kurbelwelle mit niedriger Biegeeigenfrequenz und bei Mehrzylinderanordnung außerdem einen übermäßig großen Zylinderabstand oder die bekannte Anordnung einer sehr aufwendigen Wälzlagerung bedingt.

Aus den genannten Gründen sind nur mäßige Drehzahlen erreichbar, und die bekannten Motoren dieser Bauart haben relativ hohen Masse- und Raumbedarf und konnten sich deshalb nicht durchsetzen.

Ziel der Erfindung ist es, die genannte Motorenbauart unter Beibehaltung ihrer prinzipiellen Einfachheit dadurch weiterzuentwickeln, daß die genannten Nachteile vermieden und statt dessen insbesondere folgende Eigenschaften erreicht werden:

- Hohe Qualität der Spülung, insbesondere niedriger SpülLuftaufwand und geringer im Zylinder verbleibender Restgasanteil;
- Hoher Spüldrall als Voraussetzung für einen gespülten Brennraum mit nur einer Einspritzdüse;
- Kompakte Bauweise mit geringem Masse- und Raumbedarf, insbesondere in Richtung der Zylinder- und der Kurbelwellenachse;
- Hohe Steifigkeit des Triebwerks;
- Eignung für hohe Drehzahl und hohe spezifische Leistung;
- Eignung für Mehrzylinderanordnung.

Zur Erreichung dieser Ziele wird vorgeschlagen, daß der kurbelwellenferne Kolben der Auslaßkolben ist, daß er im Durchmesser kleiner und im Hub wesentlich kleiner als der Einlaßkolben ist und daß die Hauptlagerzapfen der Kurbelwelle, mindestens aber ein Hauptlagerzapfen, zwischen dem mittleren und den äußeren Kurbelzapfen angeordnet sind.

Durch die Verringerung des Auslaßkolbendurchmessers gegenüber dem Einlaßkolbendurchmesser wird erreicht, daß der wandnah rotierende Spülstrom nicht mehr ungehindert zu den Auslaßschlitzen vorausseilen kann. Er wird vielmehr an der Stufe zwischen dem Einlaß- und dem Auslaßzylinder gestaut, bevor er in den Auslaßzylinder eintreten kann, wodurch sich die radiale Dicke des rotierenden Wandstroms im Einlaßzylinder wesentlich vergrößert und der Durchmesser des verbleibenden Restgaskerns abnimmt. Ein hoher Spüldrall bewirkt dabei kein wesentlich beschleunigtes Vordringen des Wandstromes zu den Auslaßschlitzen und somit auch keine Verminderung des Spülwirkungsgrades. Die Spülslitze können niedrig und der Spüldrall hoch sein ohne Verschlechterung des Spülwirkungsgrades gegenüber der bekannten Bauart. Trotz der im Verhältnis zum Einlaßkolbendurchmesser niedrigeren Spülslitze kann das für die Spülqualität bedeutende Verhältnis des gesamten Spülslitzquerschnitts zum Auslaßzylinderquerschnitt größer sein als bei der bekannten Bauart. Die niedrigeren Spülslitze erlauben bei gleich großem Vorauslaßzeitquerschnitt auch entsprechend niedrigere Auslaßschlitze, und diese niedrigeren Schlitzhöhen ergeben einen geringeren Verlust an effektiv wirksamem Hubraum. Dieser Verlust wird außerdem durch den kleineren Anteil des Auslaßkolbenhubs am Gesamthub noch zusätzlich verringert. Dies ist darin begründet, daß das Verhältnis Schlitzhöhe zu Hub am Auslaßkolben wesentlich größer, und zwar in der Regel ungefähr doppelt so groß sein muß wie am Einlaßkolben.

Zur weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der vorgeschlagenen Zylindergeometrie wird weiterhin vorgeschlagen, den Brennraum im Übergangsbereich des Auslaßzylinders zum Einlaßzylinder, mit gleichem oder ungefähr gleichem Durchmesser wie der Auslaßzylinder, anzuordnen. Bei dieser Anordnung liegt der Brennraum vollständig im Spülstrom. Die zulässige und praktisch auch leicht erreichbare hohe Drallzahl der Spülströmung im Einlaßzylinder wird beim Eintritt in den Auslaßzylinder aufgrund des Drallgesetzes infolge der Durchmesserverminderung noch weiter erhöht und liegt in dieser Höhe auch während des Verbrennungstotpunkts im Brennraum vor. Aufgrund der hohen Brennraumdrallzahl ist nur eine Einspritzdüse erforderlich. Wegen der Durchmesserverminderung vergrößert sich bei gleichem Verdichtungsverhältnis die Brennraumhöhe, so daß ein zu flacher Brennraum vermieden wird. Der gespülte Brennraum ergibt als weiteren Vorteil eine besonders kleine wärmeabführende Oberfläche im Bereich des Verbrennungstotpunktes und somit geringen Verlust an nutzbarer Wärmeenergie.

Der Hub des Auslaßkolbens läßt sich gegenüber der bekannten Bauart wesentlich verringern. Ein günstiger Kompromiß bei noch ausreichend großem Vorauslaßzeitquerschnitt, nicht zu großer Auslaßvoreilung und nicht zu großem auslaßbedingtem Spülgegendruck wird erreicht, wenn der Auslaßkolbendurchmesser 0,75- bis 0,9mal so groß wie der Einlaßkolbendurchmesser und der Auslaßkolbenhub 0,35- bis 0,5mal so groß wie der Einlaßkolbenhub ist. Der Hub des Auslaßkolbens kann um so kleiner ausgeführt werden, je vollständiger der Umfang des Auslaßzylinders für die Anordnung von Auslaßschlitzen ausgenutzt wird. Für eine maximale Ausnutzung wird weiterhin vorgeschlagen, daß im Auslaßzylinder statt mehrerer durch Stege getrennter Auslaßschlitze nur ein stegloser, ringförmig um den gesamten Zylinderumfang verlaufender Auslaßschlitz angeordnet ist. Für die hierbei besonders schwierige Kolben-

abdichtung stellen der vorgeschlagene kleine Auslaßkolbendurchmesser und -hub eine wesentliche Erleichterung dar. Durch die Verminderung des Auslaßkolbenhubs wird die Auslaßkolbenhöhe um den gleichen Betrag, die Kraftflußlänge zwischen Kurbelwelle und Auslaßkolbenboden und die Bauhöhe des Motors um den doppelten Betrag vermindert.

Da die translatorischen Massenkräfte des Auslaßtriebwerks wegen des Massenausgleichs genauso groß wie die des Einlaßtriebwerks sein müssen, der Hub des Auslaßkolbens aber z. B. nur 0,4mal so groß wie der des Einlaßkolbens ist, muß die translatorische Masse des Auslaßtriebwerks in diesem Fall 2,5mal so groß wie die des Einlaßtriebwerks sein. Aufgrund dessen kann trotz einer etwa doppelt so großen Kraftflußlänge des Auslaßtriebwerks durch entsprechend größere Kraftflußquerschnitte eine, bezogen auf die z. B. nur etwa 0,75mal so große Kolbenfläche des Auslaßtriebwerks, dem Einlaßtriebwerk etwa ebenbürtige Steifigkeit erreicht werden. Aufgrund der durch die vorgeschlagene Anordnung erreichten, bezogen auf die Kolbenfläche hohen Festigkeit und Steifigkeit des Auslaßtriebwerks kann die vom Einlaßtriebwerk ertragbare hohe Schnelläufigkeit in voller Höhe ausgenutzt werden; sie wird nicht mehr durch das Auslaßtriebwerk begrenzt. Dadurch können bei gleicher Leistung alle Abmessungen wesentlich verkleinert, die Drehzahl wesentlich erhöht und somit der Masse- und Raumbedarf und die Herstellungskosten des Motors entsprechend gesenkt werden. Hieraus eröffnet sich auch ein sehr vorteilhafter Einsatz des vorgeschlagenen Motors in Fahrzeugen und vielen weiteren Anwendungsbereichen.

Bei einem Gegenkolbenmotor mit gleich großem Durchmesser des Einlaß- und Auslaßkolbens heben sich die von den Kolben auf die Kurbelzapfen übertragenen Gaskräfte zu jedem Zeitpunkt gegenseitig auf. Die Kurbelwellenhauptlager dienen dabei im wesentlichen nur zur Schmierölzuführung und zur Lagefixierung der Kurbelwelle im Kurbelgehäuse. Es ist bekannt, die Hauptlager beiderseitig außerhalb der äußeren Kurbelzapfen unter Zwischenschaltung von Kurbelwangen anzutreten.

Infolge der erfindungsgemäßen Verringerung des Auslaßkolbendurchmessers auf z. B. 86,6% des Einlaßkolbendurchmessers überträgt der Auslaßkolben beispielsweise nur noch 75% der Gaskraft auf die Kurbelwelle wie der Einlaßkolben. Die anderen 25% müssen von den Hauptlagern aufgenommen werden. Wegen des großen Abstands der Hauptlager vom mittleren Kurbelzapfen würde sich dabei eine hohe Biegebeanspruchung und eine ungenügende Biegesteifigkeit der Kurbelwelle ergeben, bzw. es müßte die Kurbelwelle wesentlich verstärkt werden, was einen noch größeren Masse- und Raumbedarf und größere Lagerreibung zur Folge hätte.

Um dies zu umgehen, sind die Hauptlager, mindestens aber ein Hauptlager, erfindungsgemäß zwischen dem mittleren und den äußeren Kurbelzapfen angeordnet. Da dieser Bereich bei der bekannten Bauart von der Kurbelwange zur steifen Verbindung zwischen dem mittleren und dem äußeren Kurbelzapfen ausfüllt wird, wäre bei dieser Bauart hier nicht genügend Platz für die Anordnung eines Hauptlagerzapfens und beiderseitig je einer Kurbelwange zur Verbindung mit dem mittleren und dem äußeren Kurbelzapfen.

Hierbei ist zu berücksichtigen, daß ein Gleitlager um so ungünstiger und problematischer wird, je geringer seine Breite im Verhältnis zum Durchmesser ist. Ein die

Kurbelwange übergreifender Gleitlagerzapfen mit übermäßig großem Durchmesser wäre zwar auch bei der bekannten Anordnung zwischen dem mittleren und dem äußeren Kurbelzapfen unterzubringen; das Lager würde aber sehr große Reibungsverluste und eine große Antriebsleistung der Ölpumpe für die Schmierölzuführung verursachen. Aufgrund des erfundungsgemäß vorgesehenen geringen Auslaßkolbenhubes ergibt sich eine so große Durchmesserüberschneidung zwischen dem Hauptlagerzapfen und dem äußeren Kurbelzapfen, daß die Kurbelwange zwischen diesen beiden Lagerzapfen sehr schmal sein oder ganz entfallen kann. Infolgedessen verbleibt zwischen dem Hauptlagerzapfen und dem mittleren Kurbelzapfen genügend Raum für eine steife Kurbelwange.

Um eine ausreichende Durchmesserüberschneidung sicherzustellen, wird weiterhin vorgeschlagen, daß der Auslaßkolbenhub kleiner als der Durchmesser der äußeren Kurbelzapfen, insbesondere des abtriebseitigen Kurbelzapfens, ist. Dadurch verläuft die Kurbelwellendrehachse innerhalb der äußeren Kurbelzapfen. Bei Einhaltung dieser Bedingung ist die vorgeschlagene Anordnung der Hauptlager zwischen dem mittleren und den äußeren Kurbelzapfen praktisch mit nahezu minimalen Zapfendurchmessern und somit geringen Reibverlusten möglich.

Die Einhaltung dieser Bedingung ergibt als weiteren Vorteil, daß sich auch die äußeren Fortsetzungen der Kurbelwelle mit sehr schmalen oder ohne Kurbelwangen unmittelbar an die äußeren Kurbelzapfen anschließen können. Somit ergibt sich auch in Richtung der Kurbelwellendrehachse eine außerordentlich kompakte Bauweise.

Durch die vorgeschlagene Verlegung der Hauptlager nach innen werden der Stützabstand und das Biegemoment in der Kurbelwelle kleiner und die Biegesteifigkeit und Biegeeigenfrequenz der Kurbelwelle erheblich größer als bei der bekannten Bauart.

Die durch die Erfindung erreichte extreme Leichtbauweise der Kurbelwelle erlaubt auch die ökonomische Verwendung sehr hochwertigen Werkstoffs für die Kurbelwelle, so daß die Lagerzapfendurchmesser und damit der Masse- und Raumbedarf und die Reibverlustleistung des Motors noch zusätzlich vermindert werden können.

Die vorgeschlagene Zylindergeometrie und die dazu vorgeschlagene Anordnung der Kurbelwellenlager sind jeweils für sich nur sehr schwer und mit ungünstigen Auswirkungen verwirklichbar. Wenn sie jedoch, wie vorgeschlagen, miteinander kombiniert werden, wirken sie, wie oben dargelegt wurde, in sehr vorteilhafter Weise zusammen, so daß die angestrebten Eigenschaften erreicht werden, insbesondere gute Spül- und Brennungsqualität, kompakte Bauweise sowohl in Zylinder- als auch in Kurbelwellenrichtung, große Steifigkeit und Schnellläufigkeit und kostengünstige Leichtbauweise.

Der vorgeschlagene Gegenkolbenmotor hat auch als Mehrzylindermotor wesentliche Vorteile gegenüber einem Motor der bekannten Bauart.

Eine besonders vorteilhafte Mehrzylinderanordnung bei dem vorgeschlagenen Motor ergibt die Anordnung von zwei Zylindern, mit oder vorzugsweise ohne Achsenversatz, einander gegenüberliegend beiderseits der Kurbelwelle, wobei ihre einander gegenüberliegenden Einlaß- und Auslaßtriebwerke jeweils auf denselben Kurbelzapfen wirken (180°-V-Motor).

Es können auch mehrere Zylinder oder 180°-V-Zylinderpaare in Richtung der Kurbelwellenachse aneinan-

dergereiht und an ihren äußeren Kurbelzapfen durch eine zwischengeschaltete, vorzugsweise scheibenförmige Kurbelwange geringer Breite verbunden werden. Dabei kann eines der beiden Hauptlager zwischen den beiden Zylinderachsen entfallen. Diese Aneinanderreihung ergibt im Unterschied zu der bekannten Bauart einen noch akzeptablen Zylinderabstand ohne zusätzlichen Aufwand, wie ihn die bekannte Anordnung eines Wälzlagers um die scheibenförmige Kurbelwange erfordert. Die Erfindung ermöglicht somit auch eine sinnvolle Anwendung der Reihenbauweise bei einem Gegenkolbenmotor mit direkter Anlenkung aller Kolben an nur einer Kurbelwelle.

Als weitere vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung wird vorgeschlagen, Kurbelschleifentriebe für das Auslaßtriebwerk zu verwenden. Dabei ist auf jedem äußeren Kurbelzapfen ein geteilter Gleitstein drehbar gelagert, der zugleich in einem Kurbelschleifenrahmen quer zur Zylinderachse verschiebbar gelagert ist. Jeder der beiden Kurbelschleifenrahmen ist durch seinen parallel zur Zylinderachse verlaufenden Anschlußarm starr mit dem Auslaßkolben verbunden. Die Kurbelschleifenrahmen benötigen dabei außer der Führung durch den Auslaßkolben noch je eine besondere Führung in der Nähe der Kurbelwelle.

Besonders vorteilhaft ist die Verwendung von Kurbelschleifentrieben für den Auslaßkolben beim 180°-V-Motor. Bei diesem genügt ein für beide Auslaßkolben gemeinsamer Kurbelschleifenrahmen an jeder Zylinderseite, der über seine beiden zueinander entgegengesetzt gerichteten Anschlußarme die beiden Auslaßkolben starr miteinander verbindet und infolgedessen keinerlei zusätzliche Führung benötigt.

Die besondere Eignung des Kurbelschleifentriebs für das Auslaßtriebwerk bei dem erfundungsgemäßen Motor ergibt sich aus dem relativ kleinen Hub des Auslaßkolbens. Ein Kurvenschleifenrahmen hat naturgemäß eine größere translatorische Masse als ein entsprechendes Pleuel mit Kolbenbolzen. Durch den kleinen Auslaßkolbenhub ist einerseits die Querausdehnung der Gleitführung und damit die translatorische Masse verhältnismäßig klein, andererseits ist die für den Massenausgleich erforderliche Sollmasse des Kurbelschleifenrahmens verhältnismäßig groß. Aufgrund dessen kann sogar bei einer kostengünstigen Ausbildung des Kurbelschleifenrahmens als Gußteil das Einlaßtriebwerk optimal leicht dimensioniert und seine ertragbare Schnellläufigkeit in voller Höhe ausgenutzt werden.

Als weitere vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung wird die Verwendung eines Kurbelschleifentriebs für das Einlaßtriebwerk, insbesondere bei einem 180°-V-Motor, vorgeschlagen. Dabei ist auf dem mittleren Kurbelzapfen ein geteilter Gleitstein drehbar gelagert, der zugleich in einem Kurbelschleifenrahmen quer zur Zylinderachse verschiebbar gelagert ist. Der Kurbelschleifenrahmen ist mit den beiden Einlaßkolben starr, vorzugsweise aber einstückig, verbunden. Infolge des vom Kurbelschleifenrahmen in Richtung der Zylinderachse benötigten langen Bewegungsraums würde sich hier, wenn ein Ölabstreifring erforderlich ist, bei der üblichen Anordnung des Ölabstreifring am kurbelwellenseitigen Kolbenende ein wesentlich größerer Raumbedarf des Motors in Richtung der Zylinderachse ergeben als bei Verwendung eines Kurbelstangentriebs.

Um dies zu vermeiden, wird vorgeschlagen, daß die inneren Stirnseiten der Hauptlagerzapfen der Kurbelwelle in dem vom mittleren Kurbelzapfen radial abgewandten Bereich einen Abstand von der Zylinderachse

haben, der mindestens dem Radius des Einlaßkolbens entspricht und daß der Einlaßkolben im Gaswechseltotpunkt in den Raum zwischen diesen beiden Stirnseiten eingetaucht ist. In Verbindung damit wird vorgeschlagen, daß, wenn ein Ölalbstreifring erforderlich ist, der Ölalbstreifring im Einlaßzylinder angeordnet ist und das Öl vom Einlaßkolben abstreift.

Hierdurch kann der Kolbenboden des Einlaßkolbens wesentlich näher an der Kurbelwellendrehachse angeordnet werden, so daß die erforderliche Baulänge in Richtung der Zylinderachse sogar erheblich kleiner ist als bei einem Motor mit Kurbelstangentrieb. Die erreichbare Einsparung an Baulänge im Vergleich zum Kurbelstangentrieb beträgt etwa die Hälfte des Einlaßkolbenhubes.

Die hier vorgeschlagene Ausbildung der Kurbelwelle, normalerweise in Verbindung mit der dazu vorgeschlagenen Anordnung eines Ölalbstreifings, ist auch beim Einzylindermotor oder Mehrzylinder-Reihenmotor anwendbar, wenn der Kurbelschleifenrahmen, vorzugsweise an seinem vom Einlaßkolben abgewandten Ende, zusätzlich geführt wird. Sie ist auch in Verbindung mit dem Kurbelstangentrieb prinzipiell verwendbar, hier aber in den meisten Fällen kaum vorteilhaft.

Nachstehend wird die Erfindung anhand mehrerer gezeichneter Ausführungsbeispiele veranschaulicht. Es zeigen

Fig. 1 einen Einzylinderdieselmotor mit Kurbelstangentrieb für Einlaß- und Auslaßkolben,

Fig. 2 die Kurbelwellenanordnung eines Zweizylinder-Reihenmotors mit Kurbelstangentrieb für Einlaß- und Auslaßkolben,

Fig. 3 und 4 einen Zweizylinder-180°-V-Dieselmotor mit Kurbelschleifentrieb für Einlaß- und Auslaßkolben.

- 1 — Zylinderblock
- 1* — Zylinderachse
- 1a — Einlaßzylinder
- 1b — Auslaßzylinder
- 1c — Verdichtungsraum (Brennraum)
- 2, 2a, 2b — Einlaßkolben
- 2c — Kurbelschleifenrahmen (für Einlaßkolben)
- 3 — Auslaßkolben
- 3a — Spülgebläsekolben
- 4* — Kurbelwellendrehachse
- 4a — mittlerer Kurbelzapfen
- 4b — Hauptlagerzapfen (abtriebseitig)
- 4c — Hauptlagerzapfen
- 4d — äußerer Kurbelzapfen (abtriebseitig)
- 4e — äußerer Kurbelzapfen
- 4f — Anschlußzapfen (abtriebseitig)
- 4g — Kurbelwange (am mittleren Kurbelzapfen)
- 4h — Kurbelwange (am äußeren Kurbelzapfen innen)
- 4i — Kurbelwange (am äußeren Kurbelzapfen außen)
- 4j — innere Stirnseite (des Hauptlagerzapfens)
- 5 — Einlaßpleuel
- 6 — Auslaßpleuel
- 7 — Schwungrad
- 8 — Zahnrad
- 9 — Ölpumpe
- 10 — Einspritzpumpennocken
- 11 — Kraftstoffeinspritzpumpe
- 12 — Antriebsrad für Nebenaggregate
- 13 — Kurbelwange (zwischen zwei Zylindern)
- 14 — Gleitstein (für Einlaßkurbelschleifentrieb)
- 15 — Gleitstein (für Auslaßkurbelschleifentrieb)
- 16 — Kolbenring
- 17 — Kurbelschleifenrahmen (für Auslaßkolben)

18 — Ölalbstreifring

Bei dem Motor in Fig. 1 ist der Durchmesser des Auslaßkolbens (3) 0,866mal und der Hub 0,4mal so groß wie der des Einlaßkolbens (2). Die Kurbelwelle hat einen mittleren Kurbelzapfen (4a) für das Einlaßpleuel (5) und zwei äußere Kurbelzapfen (4d, 4e) für die beiden langen Auslaßpleuel (6). Zwischen dem mittleren und den beiden äußeren Kurbelzapfen ist je ein sehr schmaler Hauptlagerzapfen (4b und 4c) angeordnet. Da der Auslaßkolbenhub kleiner als der Durchmesser der äußeren Kurbelzapfen ist, liegt die Kurbelwellendrehachse (4*) innerhalb des Kurbelzapfenquerschnitts. Infolgedessen ist die Durchmesserüberschreitung insbesondere zwischen dem abtriebseitigen Kurbel- (4d) und Hauptlagerzapfen (4b) so groß, daß für die Übertragung des Biegemoments zwischen beiden Zapfen gar keine Kurbelwange erforderlich wäre. Um aber für die Übertragung des Torsionsmoments den Kurbelzapfenquerschnitt voll auszunutzen und dadurch mit einem annähernd minimalen Hauptzapfen- und Kurbelzapfendurchmesser auszukommen, ist zwischen den beiden Zapfen eine sehr schmale Kurbelwange (4h) angeordnet. Die beiden Hauptlager nehmen zusammen nur die Differenz zwischen der Gaskraft des Einlaß- und des Auslaßkolbens auf; dies sind im vorliegenden Fall 25% der Gaskraft des Einlaßkolbens. Infolgedessen genügt für sie die für die Ölzführung nötige Lagerbreite. Diese geringe Lagerbreite in Verbindung mit der sehr geringen Breite der Kurbelwange (4h) am äußeren Kurbelzapfen läßt noch genügend Raum für die biegefeste und -steife Ausbildung der Kurbelwangen (4g) am mittleren Kurbelzapfen.

Auch zwischen dem abtriebseitigen Kurbelzapfen (4d) und dem Anschlußzapfen (4f) zum Schwungrad (7) genügt eine sehr schmale Kurbelwange (4i) zur Drehmomentübertragung, so daß das Schwungrad (7) unmittelbar neben dem Zylinderblock (1) angeordnet ist.

Am gegenüberliegenden Kurbelwellenende ist dicht neben dem Kurbelzapfen (4e) das Zahnrad (8) zum Antrieb der Ölpumpe (9) und der Einspritzpumpennocken (10) angeordnet. Der Zylinderblock (1) hat auch im Kurbelgehäusebereich nur die Mindestbreite, die für die Von-oben-Montage der am Auslaßkolben (3) vormontierten Auslaßpleuel (6) erforderlich ist. Außerhalb des Zylinderblocks ist unmittelbar anschließend die Kraftstoffeinspritzpumpe (11) und das Antriebsrad (12) für Nebenaggregate angeordnet. Dies alles beweist die außerordentliche Kompaktheit des vorgeschlagenen Ge- genkolbenmotors in Richtung der Kurbelwellendrehachse (4*).

Die Ölzführung zur Kurbelwelle erfolgt nur an dem einen Hauptlager mit dem kleineren Durchmesser und die Ölverteilung zu allen übrigen Kurbelwellenlagern 55 durch nur 2 schräge Hauptbohrungen. Dadurch ist die benötigte Ölpumpenförder- und -antriebsleistung außerordentlich klein. Unmittelbar am Auslaßkolben (3) ist der Spülgebläsekolben (3a) des Kolbenspülglases angeordnet. Diese Anordnung benötigt den geringstmöglichen Raum-, Masse- und Bauaufwand und prinzipiell auch den kleinstmöglichen Bedarf an Antriebsleistung für das Spülgebläse. Wegen des kleinen Auslaßkolbenhubs ist auch bei Maximaldrehzahl die Kolbengeschwindigkeit des Spülgebläsekolbens und damit 60 auch die Strömungsgeschwindigkeit und der Druckverlust in den selbsttätigen Ventilen des Spülgebläses relativ klein, so daß der theoretisch fast 100% betragende adiabatische Wirkungsgrad des direkt vom Auslaßkol-

ben angetriebenen Kolbenspülgebläses auch praktisch annähernd erreicht wird.

Die translatorische Masse des Auslaßkolbentriebs ist wegen des Massenausgleichs 2,5 mal so groß wie die des Einlaßkolbentriebs. Dies ermöglicht eine sehr reichliche Dimensionierung des Auslaßkolbentriebs mit der Folge niedriger Beanspruchung, weswegen die Auslaßpleuel kostengünstig als Gußteile hergestellt werden können. Wegen des kleinen Auslaßkolbenhubs ist auch die von der eigenen Fliehkraft verursachte Biegespannung im Pleuelschaft der Auslaßpleuel trotz der großen Pleuel-länge auch bei der höchsten vom Einlaßtriebwerk ertragbaren Drehzahl nur mäßig groß.

Der Verdichtungsraum (Brennraum) (1c) ist im Auslaßzylinder (1b) zwischen den unzerklüfteten Kolbenböden des Einlaß- und Auslaßkolbens angeordnet und hat eine verhältnismäßig kleine wärmeabführende Oberfläche. Er ist infolge des kleineren Auslaßkolbendurchmessers ausreichend kompakt und befindet sich vollständig im Spülstrom. Die Drallzahl erhöht sich beim Eintritt des Spülstroms vom Einlaßzylinder (1a) in den Auslaßzylinder (1b) infolge der Durchmesserverminderung um 33% und hat auch im Verbrennungstotpunkt dieselbe Größe. Die Stufe zwischen Einlaß- und Auslaßzylinder wirkt der fliehkräftebedingten Tendenz zur Konzentration des Spülstroms auf den zylinderwandnahen Bereich entgegen.

All dies ergibt trotz des verhältnismäßig kleinen Ge-samthubs und der dadurch ermöglichten geringen Motorhöhe und Motormasse eine hohe thermodynamische Qualität des Motors mit der Folge niedrigen Kraftstoffverbrauchs und hoher Leistung.

Die in Fig. 2 gezeigte Kurbelwellenanordnung für einen Zweizylinder-Reihenmotor basiert auf den Hauptabmessungen des Einzylindermotors nach Fig. 1. Sie besteht im Prinzip aus zwei aneinandergefügten Einzylinderkurbelwellen, deren beide einander benachbarte äußere Kurbelzapfen (4d, 4e) durch eine schmale Kurbelwange (13) einstückig verbunden sind. Diese Kurbelwange ist zur möglichst gleichmäßigen Übertragung des Torsionsmoments auf die anschließenden Kurbelzapfen (4d, 4e) als großflächige Scheibe und im vorliegenden Ausführungsbeispiel zugleich als Antriebszahnrad für Nebenaggregate ausgebildet. Eines der sonst zwischen dem mittleren (4a) und äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) angeordneten Hauptlager ist entfallen, so daß sich nur noch ein Hauptlagerzapfen (4c) zwischen den Zylinderachsen (1*) der einander benachbarten Zylinder befindet.

Fig. 3 und 4 zeigen die Anwendung der Erfindung an einem 180°-V-Motor bei gleichzeitiger Verwendung von Kurbelschleifentrieben für Einlaß- und Auslaßkolben. Bei diesem Ausführungsbeispiel wurden mit Rück-sicht auf die Besonderheiten des einlaßkolbenseitigen Kurbelschleifentriebs gleich große Durchmesser für Einlaß- und Auslaßkolben gewählt und dabei zugunsten höchster Kompaktheit eine weniger gute Spülqualität in Kauf genommen. Die beiden Einlaßkolben (2a, 2b) sind mit dem Kurbelschleifenrahmen (2c) einstückig verbun-den. In dem letzteren ist ein geteilter Gleitstein (14) 60 verschiebbar gelagert, der zugleich auf dem mittleren Kurbelzapfen (4a) drehbar gelagert ist. Der mittlere Kurbelzapfen (4a) ist über Kurbelwangen (4g) mit scheibenähnlichen Hauptlagerzapfen (4b, 4c) verbunden. An letztere schließen sich unmittelbar, also ohne Kurbel-wangen, die äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) an. Auf letz-teren sind geteilte Gleitsteine (15) drehbar gelagert, die zugleich in den beiden Kurbelschleifenrahmen (16) ver-

schiebbar gelagert sind. Letztere sind jeweils über ihre beiden zueinander entgegengesetzt gerichteten An-schlußarme starr mit den beiden Auslaßkolben (3) ver-bunden. Die äußeren Fortsetzungen der Kurbelwelle 5 entsprechen denen in Fig. 1.

Der Zylinderblock (1) ist mit Rücksicht auf den Zu-sammenbau des Motors in der Kurbelwellendrehachse (4*) geteilt.

Die Ölabbreifringe (18) für die Einlaßkolben (2a, 2b) 10 sind im Einlaßzylinder (1a) in der Nähe der Spülslitze, unmittelbar unterhalb der Lage des Kolbenrings (16) im Gaswechselstotpunkt, angeordnet und streifen das Öl von den Einlaßkolben ab. Der Einlaßkolben (2a) taucht in seinem Gaswechselstotpunkt in den Raum zwischen den beiden Hauptlagerzapfen (4b, 4c) ein. Durch diese 15 beiden Maßnahmen wird die extrem kurze Bauweise in Richtung der Zylinderachse (1*) erreicht.

Zum problemlosen Einführen des Einlaßkolbens (2a, 2b) in den Ölabbreifring (18) beim Zusammenbau des 20 Motors wird der Ölabbreifring zuvor durch einen Montagekonus gespreizt, der dann durch das offene Ende des Auslaßzylinders (1b) entfernt wird. Um den Montagekonus unkompliziert ausführen und problemlos ent-fernen zu können, wurde der Durchmesser des Auslaß- 25 kolbens gleich dem des Einlaßkolbens gewählt.

Prinzipielle kinematische Vorteile des Kurbelschleifentriebs gegenüber dem Kurbelstangentreib für den Einlaßkolben sind das Fehlen der Massenkräfte zweiter und höherer Ordnung und die geringere Kolbenbe-schleunigung um den Verbrennungstotpunkt, die zwar 30 einerseits einen geringfügig größeren Wärmeüber-gangsverlust verursacht, aber andererseits im oberen Lastbereich ein geringfügig höheres effektives Expan-sionsverhältnis ermöglicht, was eventuell einen gering- 35fügig höheren indizierten Wirkungsgrad zur Folge hat. Dafür ist allerdings die Kolbenbeschleunigung um den Gaswechselstotpunkt größer, wodurch eine größere Höhe der Spülslitze und ein größerer Hub und/oder ein größerer Durchmesser des Auslaßkolbens erforderlich 40 sind. Dies ist ebenfalls mit ein Grund für die Wahl gleich großer Durchmesser für Einlaß- und Auslaßkolben bei diesem Ausführungsbeispiel. Hinsichtlich des Massen-ausgleichs bringt der Kurbelschleifentreib am Einlaß- 45 kolben beim 180°-V-Motor keine Vorteile, denn auch die Massenkräfte höherer Ordnung des Kurbelstangen-treibes sind beim 180°-V-Motor vollständig ausgeglichen. Es ergeben sich aber durch den Einlaßkurbelschleifentreib speziell am 180°-V-Motor folgende Vorteile:

– Durch die einstückige Verbindung beider Einlaßkolben mit dem Kurbelschleifenrahmen wird so-wohl der Herstellungsaufwand als auch die transla-torische Masse niedrig gehalten.

– Die beidseitig wirkenden Gaskräfte heben sich zusammen mit den Massenkräften teilweise im Kolben auf, so daß die resultierende Kraft auf den Gleitstein der Kurbelschleife gering und damit auch die Lagerreibung nur mäßig groß ist.

– Die große Abstützbasis des einstückigen Doppelkolbens gegenüber dem Kippmoment, das au- 60 ßerdem wegen der teilweisen Kräftekompen-sation relativ klein ist, ergibt geringe Querstützkräfte an den beiden Einlaßkolben und dadurch geringe Kolbenreibung. Dies und die mäßige Lagerreibung las- 65 sen einen ähnlich guten mechanischen Wirkungs-grad wie beim Kurbelstangentreib erwarten.

Patentansprüche

1. Zweitakt-Gegenkolbenmotor, insbesondere Dieselmotor, bei dem die beiden gegenläufig zusammenwirkenden Kolben über direkte Kraftflußglieder, wie z. B. Pleuelstangen oder Teile eines Kurbelschleifentriebs, auf eine gemeinsame Kurbelwelle wirken, deren Drehachse die Zylinderachse rechtwinklig schneidet oder kreuzt, wobei die Kurbelwelle drei Kurbelzapfen aufweist, von denen der mittlere mit dem kurbelwellennahen Kolben und die beiden dazu etwa um 180° Kurbelwinkel versetzt angeordneten äußeren Kurbelzapfen mit dem kurbelwellenfernen Kolben verbunden sind, dadurch gekennzeichnet,
daß der kurbelwellenferne Kolben der Auslaßkolben (3) ist,
daß er im Durchmesser kleiner oder gleich und im Hub wesentlich kleiner als der Einlaßkolben (2) ist und daß die Hauptlagerzapfen (4b, 4c) der Kurbelwelle, mindestens aber ein Hauptlagerzapfen, zwischen dem mittleren (4a) und den äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) angeordnet sind.

2. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Hub des Auslaßkolbens (3) kleiner als der Durchmesser der äußeren Kurbelzapfen, insbesondere des abtriebseitigen Kurbelzapfens (4d), ist.

3. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser des Auslaßkolbens (3) 0,75- bis 0,9mal so groß wie der des Einlaßkolbens (2) ist.

4. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 1 oder 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Hub des Auslaßkolbens (3) 0,35- bis 0,5mal so groß wie der des Einlaßkolbens (2) ist.

5. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Hubräumen des Einlaß- und Auslaßkolbens ein im wesentlichen scheibenförmiger Verdichtungsraum (Brennraum) (1c) angeordnet ist, dessen Durchmesser gleich oder ungefähr gleich dem Durchmesser des Auslaßzylinders (1b) ist.

6. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Auslaßzylinder (1b) statt mehrerer durch Stege getrennter Auslaßschlitze nur ein stegloser, ringförmig um den gesamten Zylinderumfang verlaufender Auslaßschlitz angeordnet ist.

7. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwei Zylinder einander gegenüberliegend beiderseits der Kurbelwelle angeordnet sind und ihre einander gegenüberliegenden Einlaß- und Auslaßtriebwerke jeweils auf denselben Kurbelzapfen (4a, 4d, 4e) wirken (180°-V-Motor).

8. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 1 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß mehrere Zylinder oder 180°-V-Zylinderpaare in Richtung der Kurbelwellendrehachse (4*) aneinandergereiht sind, daß die einander benachbart liegenden äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) benachbarter Zylinder durch eine vorzugsweise scheibenförmige Kurbelwange (13) verbunden sind und daß zwischen den Zylinderachsen (1*) benachbarter Zylinder nur ein Hauptlager angeordnet ist.

9. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Auslaßkolben (3) durch zwei beiderseits des Zylinders angeordnete Kurbelschleifentriebe mit den äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) der Kurbelwelle verbunden ist, wobei die beiden Kurbelschleifenrahmen (17) starr mit dem Auslaßkolben verbunden sind.

10. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Einlaßkolben (2a, 2b) durch einen Kurbelschleifentrieb mit dem mittleren Kurbelzapfen (4a) der Kurbelwelle verbunden ist, wobei ein Kurbelschleifenrahmen (2c) starr, vorzugsweise aber einstückig, mit dem Einlaßkolben verbunden ist.

11. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die inneren Stirnseiten (4j) der Hauptlagerzapfen (4b, 4c) der Kurbelwelle in dem vom mittleren Kurbelzapfen (4a) radial abgewandten Bereich einen Abstand von der Zylinderachse (1*) haben, der mindestens dem Radius des Einlaßkolbens (2a, 2b) entspricht, und daß der Einlaßkolben im Gaswechselpunkt in den Raum zwischen den beiden Hauptlagerzapfen (4b, 4c) eingetaucht ist.

12. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß ein Ölabbreifring (18) im Einlaßzylinder (1a) angeordnet ist, der das Öl vom Außendurchmesser des Einlaßkolbens (2a, 2b) abstreift.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

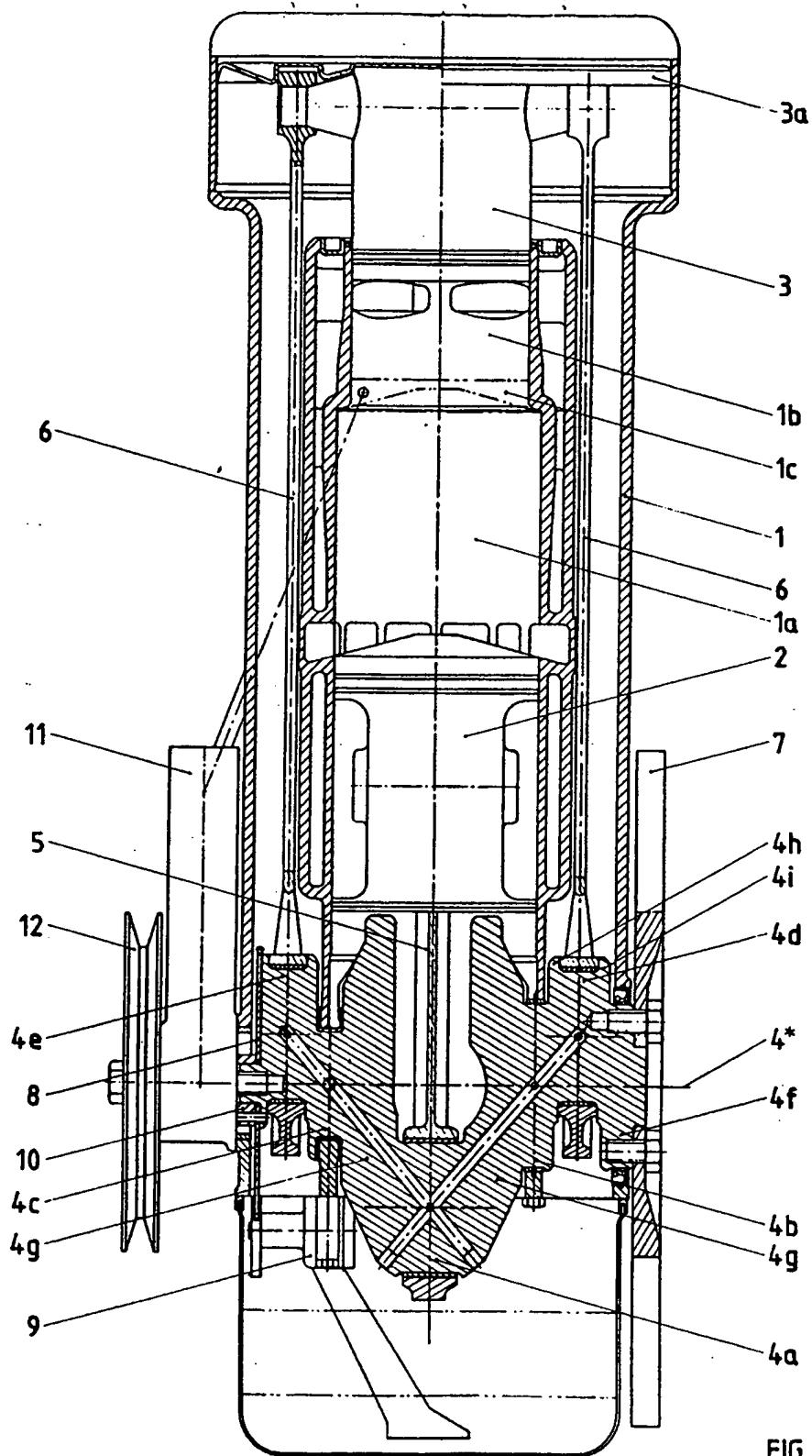


FIG. 1

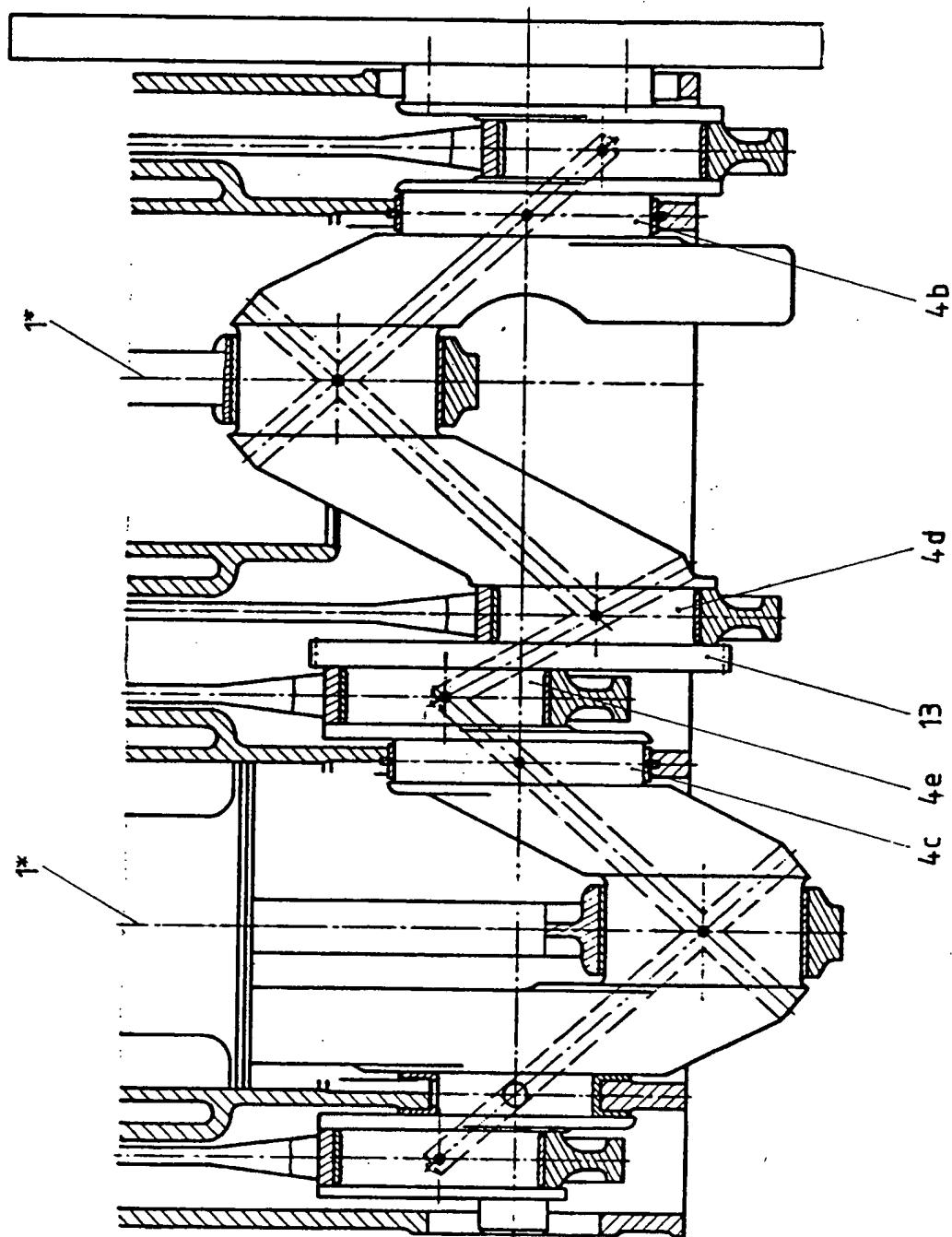


FIG. 2

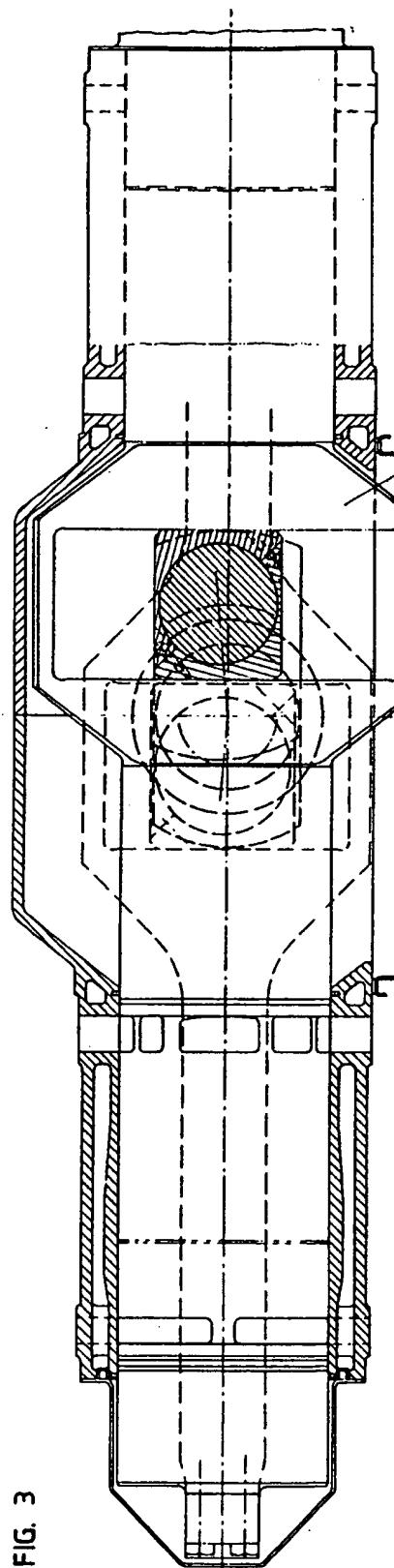


FIG. 3

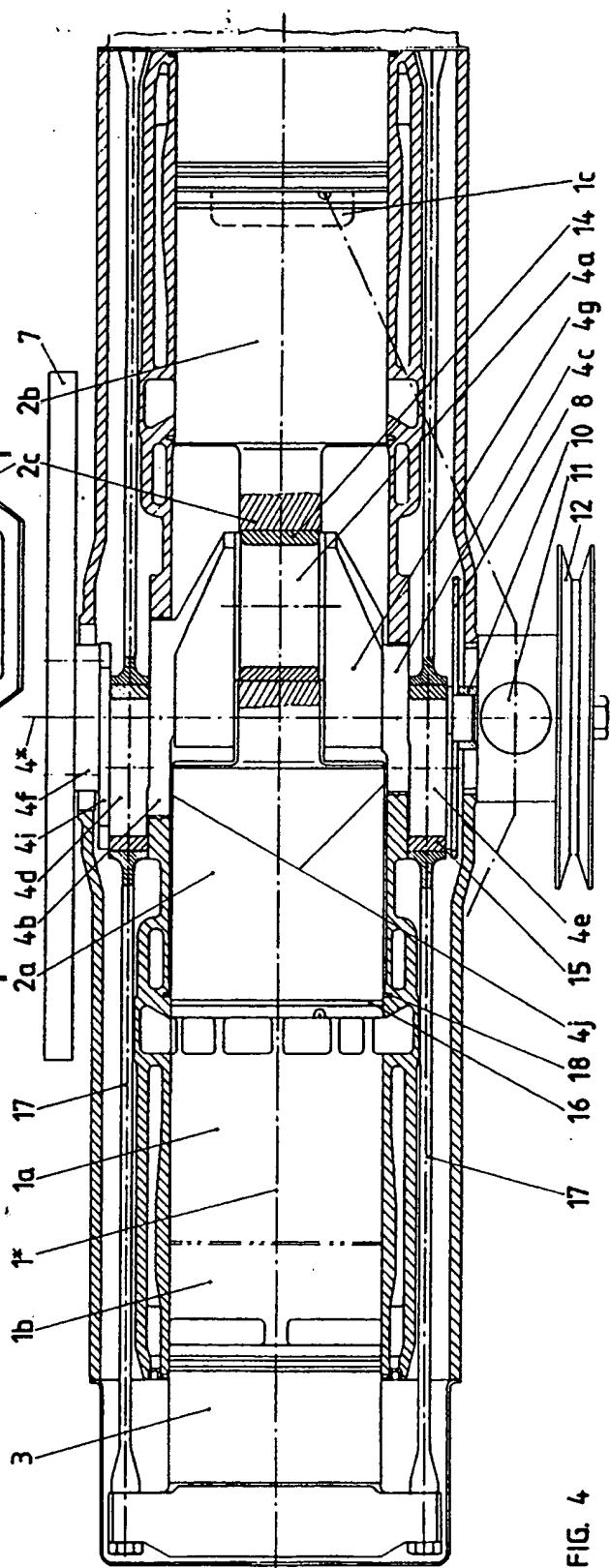


FIG. 4

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.